



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**SNIŽOVÁNÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT MOTORU**

REDUCING OF ENGINE MECHANICAL LOSSESS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Filip Ondrejka

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Martin Beran

**BRNO 2019**

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Filip Ondrejka**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Martin Beran**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Snižování mechanických ztrát motoru

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Shrnutí problematiky snižování mechanických ztrát motoru. Nastínění nových trendů v této oblasti. Zhodnocení možnosti výpočtů mechanických ztrát na základě výpočetních modelů.

### Cíle bakalářské práce:

Rešerže popisující problematiku mechanických ztrát spalovacího motoru.  
Přehled metod vhodných pro zjišťování mechanických ztrát na základě experimentálních měření.  
Přehled metod vhodných pro zjišťování mechanických ztrát na základě numerických výpočtů a výpočetních simulací.  
Zhodnocení metod zjišťování mechanických ztrát vzhledem k náročnosti realizace a dosaženým výsledkům.

### Seznam doporučené literatury:

PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991.

VLK, F. Vozidlové spalovací motory, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, Brno 2003.

RAUSCHER, J. Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003.

NOVOTNÝ, P. Virtual Engine - A Tool for Powetrain Development. Brno, 2009. Habilitační práce. VUT v Brně.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cieľom tejto bakalárskej práce je zoznámiť sa s problematikou mechanických strát. Opisuje ich vznik, rozdelenie a podstatu. Ďalej sa práca zaoberá metódami zisťovania mechanických strát a ich hodnoteniu.

## KLÚČOVÉ SLOVÁ

mechanické straty, spaľovací motor, trenie, softvér, simulácia

## ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is to acquaint with problems of mechanical losses. It describes their origine, division and substance. Furthermore, it present methods of determining mechanical losses and rating of them.

## KEYWORDS

mechanical losses, combustion engine, friction, software, simualtion

## BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ONDREJKA, Filip. *Snižování mechanických ztrát motoru*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Martin Beran.

## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Martina Berana a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 24. mája 2019

.....

Filip Ondrejka

## PODĚKOVÁNÍ

Moje podĎakovanie patrí vedúcemu tejto bakalárskej práce Martinovi Beranovi za jeho trpezlivosť a ochotu pri konzultáciach, mojej rodine a blízkym priateľom za podporu počas celého bakalárskeho štúdia.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Zhrnutie problematiky .....	10
1.1 Definícia mechanických strát.....	11
1.2 Rozdelenie .....	11
1.2.1 Trecie straty .....	12
1.2.2 Ventilačné straty .....	12
1.2.3 Hydraulické straty.....	12
1.2.4 Straty spôsobené pohonom pomocných zariadení .....	13
1.3 Trenie .....	13
1.3.1 Stribeckova krivka .....	14
1.4 Význam pre životné prostredie .....	15
1.4.1 Emisná norma EURO .....	15
2 Metódy vhodné pre zisťovanie mechanických strát .....	17
2.1 Výpočtové metódy .....	17
2.1.1 Empirické modely .....	17
2.1.2 Semiempirické modely .....	18
2.1.3 Metóda konečných prvkov .....	18
2.2 Experimentálne metódy .....	18
2.2.1 Metóda merania mechanických strát s aktívnym zapáľovaním .....	19
2.2.2 Metóda s vypnutým zapáľovaním za pomoci aktívneho dynamometra .....	19
2.2.3 Meranie pri postupnom vypínaní valcov .....	19
2.2.4 Metóda extrapolácie krivky celkovej spotreby paliva.....	20
2.2.5 Metóda tzv. dobehu motora .....	20
2.3 Simulačný softvér .....	20
2.3.1 GT Power.....	20
2.3.2 Ricardo WAVE .....	21
2.3.3 Lotus engine simulation .....	22
2.3.4 Ansys .....	22
3 Zhodnotenie metód .....	24
Záver.....	25
Seznam použitých zkratok a symbolů .....	29



## ÚVOD

Vysoké nároky na spaľovacie motory spôsobujú ich rýchly vývoj. Požadujú sa stále lepšie vlastnosti v oblasti výkonu a spotreby. Stroje poháňané spaľovacími motormi sú stále viac rozšírené, čo spôsobuje aj stále väčší negatívny dopad na životné prostredie. Aj preto vzniká potreba znižovania emisií. Spaľovacie motory majú pomerne vysokú účinnosť, no zároveň nie sú ani zďaleka dokonalé. V ich útrobach vznikajú rôzne odpory, ktoré znižujú efektívny výkon motora. Medzi piestnymi krúžkami a valcom vzniká veľké trenie, nasávacie a výfukové potrubie majú hydraulický odpor. Pomocou rozvodov sú pripojené externé stroje, ktoré takisto potrebujú určitý výkon na plnenie ich funkcie. Toto všetko sa dá zhrnúť do jednej témy s názvom mechanické straty, ktorou sa bude zaoberať aj táto bakalárska práca.

Cieľom tejto práce bude zhrnúť mechanické straty v spaľovacích motoroch a ich pôvodu. Následne prebehne zhrnutie metód určených pre zisťovanie veľkosti mechanických strát.

## 1 ZHRNUTIE PROBLEMATIKY

Spaľovacie motory sú v súčasnosti veľmi dôležitý element našich životov. Našli uplatnenie v rôznych odvetviach na pohon rôznych mechanizmov, no najväčší podiel využitia má doprava, či už osobná alebo nákladná. Nájdeme ich vo veľkých aj malých lodiach, vlakoch, autobusoch, nákladných kamiónoch a hlavne v osobných automobiloch.

Základné delenie spaľovacích motorov je na tri kategórie: piestové, turbínové a reaktívne. My sa však budeme venovať piestovým, ktoré majú tiež mnoho možností delenia. Podľa druhu paliva (palivo plyné alebo kvapalné), usporiadania valcov (radové motory, motory do V, s protichodnými valcami, hviezdicové a mnoho ďalších), počtu valcov (dvojvalcové, trojvalcové, štvorvalcové, päťvalcové a tak ďalej), podľa spôsobu činnosti (dvojtaktné, štvortaktné), podľa spôsobu plnenia (atmosférické, prepĺňané). Najbežnejšie delenie je však na vznietové a zážihové motory. [1]



Obr. 1 Schéma štvorvalcového motoru [4]

Spaľovacie motory sú tepelné hnacie stroje, ktorých podstatou je premena tepelnej energie na mechanickú pri pomerne vysokej účinnosti. Tepelná energia sa uvoľňuje spaľovaním kvapalného alebo plyného paliva za veľmi rýchlej expanzie vo vnútri valcov. To spôsobí náhle zvýšenie tlaku, ktorý tlačí na piest a to sa využije na pohon kľukového hriadeľa. Tento dej prebieha pri tlakoch vyšších ako je tlak atmosférický. Pri tomto procese vznikajú splodiny, ktoré sú zároveň pracovnou látkou. [2]

Veľké rozšírenie spaľovacích motorov podmieňuje veľmi rýchly rozvoj. Vznikajú stále vyššie a vyššie nároky, ako na výkon, tak aj na ich spotrebu. Zvyšovanie výkonu a zároveň

znižovanie spotreby môžeme dosiahnuť dvomi základnými princípmi. Zvýšením účinnosti na základe prepĺňania turbodúchadlom respektíve kompresorom alebo znížením mechanických strát. A práve znižovanie mechanických strát nás v tejto práci bude ďalej zaujímať.

## 1.1 DEFINÍCIA MECHANICKÝCH STRÁT

Mechanické straty spaľovacieho motora sa dajú definovať ako rozdiel medzi vyprodukovanou energiou spaľovania a dostupnou energiou na konci kľukového hriadeľa. Tento rozdiel je spôsobený trením pohyblivých častí motora, výmenou zmesi vo valci, čerpaním kvapalín a inými procesmi potrebnými na správny chod motoru. [1]

Dôležitou veličinou v tejto téme je indukovaný výkon  $P_i$  [kW]. Indukovaný výkon je teoretický výkon odvodený zo stredného indukovaného tlaku. Jeho veľkosť vypočítame pomocou vzťahu (1). [1]

$$P_i = \frac{p_i \cdot i \cdot V_{zv} \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1)$$

Kde  $p_i$  [MPa] je stredný indukovaný tlak,  $i$  [-] je počet valcov,  $V_{zv}$  [dm<sup>3</sup>] je zdvihový objem valca,  $n$  [min<sup>-1</sup>] je počet otáčok motora a  $\tau$  [-] je počet dôb motora.

Ďalšou potrebnou veličinou potrebnou pre získanie účinnosti je stratový výkon  $P_z$  [kW]. Stratový výkon teda vypočítame ako rozdiel výkonu indukovaného  $P_i$  [kW] a efektívneho  $P_e$  [kW], ktorý sa najčastejšie meria pomocou výkonovej brzdy, podľa vzťahu (2). [1]

$$P_z = P_i - P_e \quad (2)$$

Mechanická účinnosť  $\eta_m$  je definovaná ako podiel efektívneho a indukovaného výkonu a môžeme ju vyjadriť vzťahom (3). [1]

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (3)$$

Budeme teda za mechanické straty považovať všetky straty, ktoré znižujú indukovaný výkon na efektívny.

## 1.2 ROZDELENIE

Na mechanických stratách sa podieľajú rôzne elementy. Najväčším pôvodcom je trenie medzi piestami, piestnymi krúžkami a valcom. Za ďalšie straty môže odpor kľukového hriadeľa, hydraulické straty, do ktorých zaradíme straty spôsobené výmenou náplne vo valcoch a odpor sacieho a výfukového potrubia. Vplyv majú aj rozvody a pohon pomocných zariadení, ako sú čerpadlá, alternátor a podobne. V tejto kapitole si ukážeme ich rozdelenie a približné percentuálne zastúpenie jednotlivých skupín. [1]

Tab. 1 Percentuálny podiel na mechanických stratách [1]

Straty	Percentá [%]
Piest	37
Piestne krúžky	13
Kľukový hriadeľ	16-20
Hydraulické straty	16
Rozvody	11
Čerpadlá	3-7

Budeme ich teda ďalej deliť na:

- Trecie straty
- Ventilačné straty
- Hydraulické straty
- Straty spôsobené pohonom pomocných zariadení

### 1.2.1 TRECIE STRATY

Trecie dvojice ako sú piesty a piestne krúžky vo valci, ložiská, vačky, ventily a iné spôsobujú trecie straty a sú najvýznamnejším elementom.

### 1.2.2 VENTILAČNÉ STRATY

Do tejto kategórie zaradíme straty spôsobené odporom prostredia kladeným rýchlo sa pohybujúcim častiam ako napríklad kľukový hriadeľ otáčajúci sa v olejovej hmle.

### 1.2.3 HYDRAULICKÉ STRATY

Hydraulické straty sú straty, ktoré sú spôsobené nedokonalým prúdením plynov a paliva v potrubnej sústave pohonnej jednotky. Dôvodom nedokonalého prúdenia je nedokonalosť plynov a potrubia. Sú ovplyvnené drsnosťou, prierezom a dĺžkou nasávania a výfuku, použitím filtrov ako sú vzduchový filter a filter pevných častíc, katalyzátoru a hlukových tlmičov. Veľkú rolu tu hrá aj nastavenie ventilov. Je dôležité správne časovanie a rýchlosť otvorenia a zavretia, a takisto aj samotná výška zdvihu, ktorá ovplyvňuje rýchlosť prúdiaceho vzduchu alebo zmesi. [5]

### 1.2.4 STRATY SPÔSOBENÉ POHONOM POMOCNÝCH ZARIADENÍ

Všetky prístroje pripojené na kľukový hriadeľ majú svoj odpor, čo spôsobuje ďalšie straty na výkone. Ide hlavne o palivové, vodné a olejové čerpadlá, alternátor, klimatizáciu, ventilátor chladenia a podobne. [1]

## 1.3 TRENIE

Pri vzájomnom pohybe dvoch dotýkajúcich sa telies vzniká trenie. Trenie spôsobuje treciu silu, ktorá pôsobí proti smeru pohybu a je tým väčšia, čím viac sú telesá k sebe tlačené a čím väčšiu drsnosť majú povrchy daných telies. Dôsledkom toho vzniká veľké opotrebenie a zvýšenie teploty. [2]

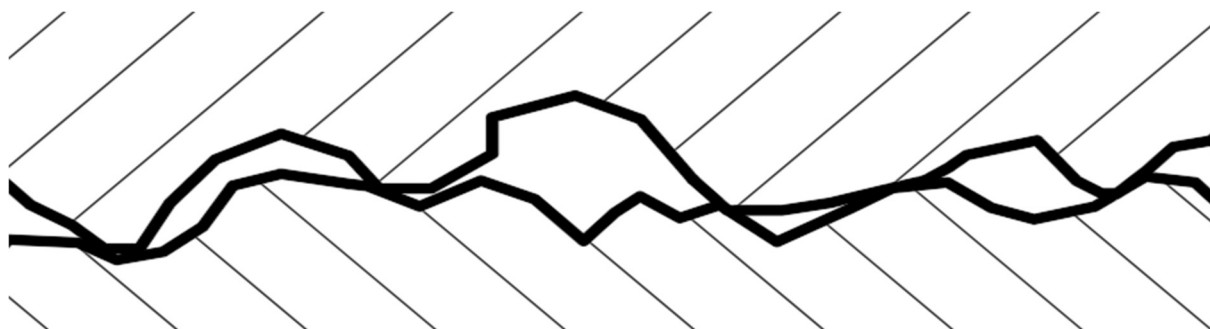
Veľkosť trecej sily môžeme určiť pomocou vzťahu (4). [3]

$$F_t = f \cdot F_N \quad (4)$$

Kde  $F_t$  je trecia sila,  $f$  je koeficient trenia, ktorý je závislý na druhu materiálov a drsnosti povrchov trecích plôch a  $F_N$  je veľkosť normálovej sily, ktorou sú k sebe telesá tlačené.

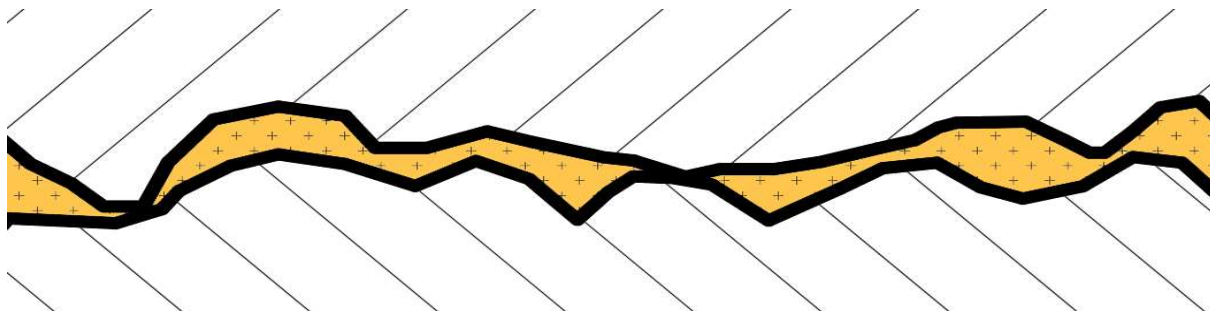
Trenie môžeme podľa režimu mazania rozdeliť na suché, polosuché a kvapalinné. [2]

Suché trenie vzniká pri priamom styku telies, bez mazania. Vznikajú bodové mikrozvary, čo spôsobuje nadmerné opotrebenie a zahrievanie. K tomuto však v reálnych motoroch, za normálnych okolností, nedochádza, keďže všetky pohyblivé súčiastky sú spravidla lubrikované. [2]



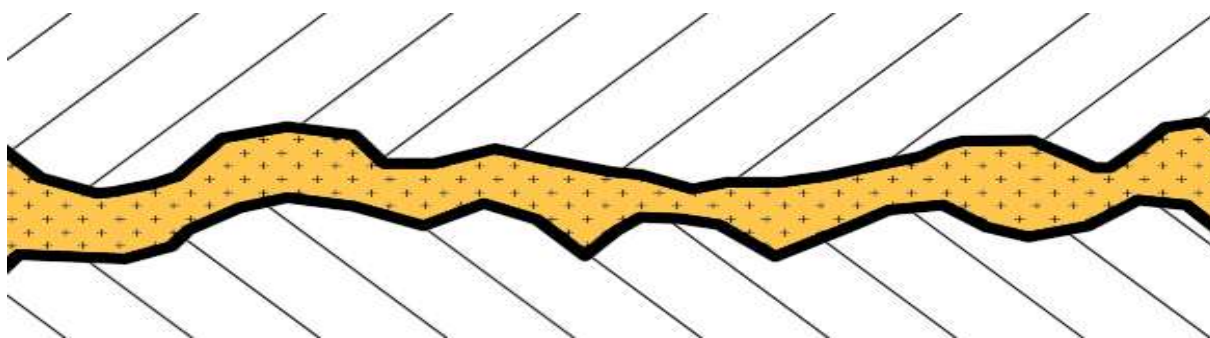
Obr. 2 Suché trenie

Ak pridáme mazanie, obmedzíme dotyk telies a s tým aj spojené nežiadúce javy. V prípade, že stále dochádza k čiastočnému kontaktu vrcholkov nerovností trecích plôch, jedná sa o polosuché trenie. Je typické najmä v miestach, kde nedochádza k tlakovému mazaniu, ako napríklad kontakt piestnych krúžkov a valcov, alebo v prípadoch, kedy olejové čerpadlo nedodáva dostatok oleja pri štarte a dobehu motora. [2]



Obr. 3 Polosuché trenie

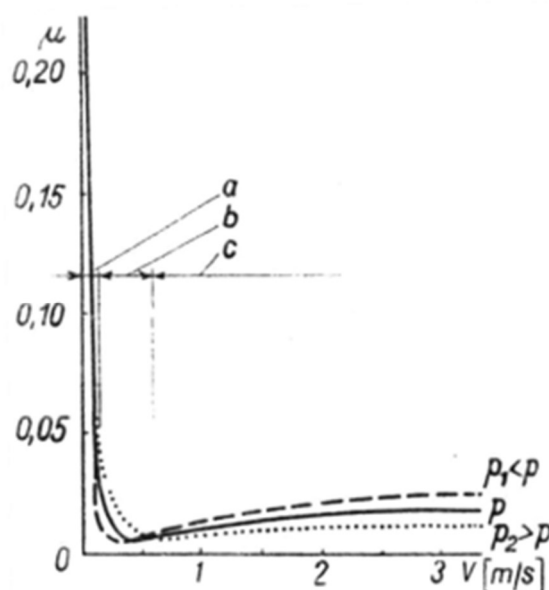
V ložiskách kľukového a vačkového hriadeľa vzniká medzi pohybujúcimi sa telesami malá vrstva oleja. Podmienkou vzniku tejto vrstvy je určitá minimálna vzájomná rýchlosť trecích plôch a dostatočný prívod a tlak oleja. Hovoríme o kvapalinnom trení. [2]



Obr. 4 Kvapalinné trenie

### 1.3.1 STRIBECKOVA KRIVKA

Stribeckova krivka (obr. 5) vyjadruje závislosť koeficientu trenia na rýchlosti. Jej tvar sa pre rôzne druhy maziva a rôzne dvojice povrchov líši a získava sa experimentálne pomocou takzvaného tribomentra. Jej úlohou je zobrazenie režimu mazania a určenie koeficientu trenia. [6][7][8]



Obr. 5 Stribeckova krivka a) suché trenie b) polosuché trenie c) kvapalinné trenie [6]

## 1.4 VÝZNAM PRE ŽIVOTNÉ PROSTREDIE

Toto všetko vplýva na chod motora, jeho účinnosť, výkon a iné dôležité parametre. To má súvis so spotrebou paliva, čo je dôležité ako z ekonomického, tak aj z ekologického hľadiska, pretože s rastúcou spotrebou rastú aj emisie, a teda negatívny dopad na životné prostredie.

Vypúšťanie oxidov dusíka a uhlíka do ovzdušia je spájané so skleníkovým efektom, a teda globálnym otepľovaním, vznikom a zväčšovaním ozónových dier a v neposlednom rade aj s rôznymi zdravotnými problémami. Touto problematikou sa zaoberajú mnohé inštitúcie a vznikajú rôzne normy, ktoré sa snažia regulovať množstvo splodín vypúšťaných výfukom. V Európe za týmto účelom vznikla norma s názvom EURO, ktorej sa v nasledujúcej kapitole budeme venovať.

### 1.4.1 EMISNÁ NORMA EURO

Prvá emisná norma EURO vznikla v roku 1992 a upravuje povolené hodnoty emisií vypúšťaných do ovzdušia jednotlivými automobilmi. Obmedzuje množstvo oxidu uhoľnatého (CO), uhlíkovodíkov (HC), oxidov dusíku (NOx) a množstvo pevných častíc (PM). Hodnoty jednotlivých škodlivín sa uvádzajú v gramoch na kilometer. Tieto látky však nie sú všetky škodlivé látky, ktoré spaľovacie motory vypúšťajú, avšak inými, ako napríklad oxidom uhličitým (CO<sub>2</sub>), ktorý je často označovaný ako skleníkový plyn, sa táto norma nezaobrá. [9][10]

Norma sa časom aktualizuje, vznikajú nové, prísnejšie limity a tak existujú číslované verzie. Jednotlivé verzie sú záväzné až pre novo predstavené modely áut. Staršie vozidlá nemusia spĺňať aktuálne normy. Sú rozdelené do niekoľkých kategórií, ako sú osobné automobily, nákladné automobily, autobusy a iné. Pre príklad si v tab. 2 ukážeme limity pre osobné automobily, kde modré hodnoty platia pre zážihové motory, čierne pre vznietové. [10]

Tab. 2 Prehľad limitov jednotlivých noriem EURO pre osobné automobily [9]

Rok	Norma	CO [g/km]		NO <sub>x</sub> [g/km]		HC + NO <sub>x</sub> [g/km]		HC [g/km]	PM [g/km]
1992	1	3,16	3,16	-	-	1,13	1,13	-	0,18
1996	2	2,20	1,00	-	-	0,50	0,70	-	0,08
2000	3	2,30	0,64	0,15	0,50	-	0,56	0,20	0,05
2005	4	1,00	0,50	0,05	0,25	-	0,30	0,10	0,025
2009	5	1,00	0,50	0,06	0,18	-	0,23	0,10	0,005
2014	6	1,00	0,50	0,06	0,08	-	0,17	0,10	0,005



## 2 METÓDY VHODNÉ PRE ZISŤOVANIE MECHANICKÝCH STRÁT

Ako už bolo naznačené, v súčasnej dobe je veľmi dôležitá efektivita spaľovacích motorov. Automobilky sú zákazníkom nútené k neustálemu vývoju a zlepšovaniu. Každý si praje mať automobil s veľkým výkonom no zároveň jazdiť ekonomicky s čo najnižšou mernou spotrebou paliva. Mechanické straty sú veľmi dôležitý element ovplyvňujúci spomínané vlastnosti motorov. Aby bolo možné dosiahnuť čo najlepších výsledkov je nutné zavádzať novšie technológie a modernejšie riešenia. Je však potrebné predikovať vplyv týchto technológií, pretože na papieri zdanlivo výhodné riešenie môže ovplyvniť iné časti stroja, a v konečnom dôsledku mať opačný efekt.

Hodnotu celkových mechanických strát môžeme určovať rôznymi metódami, ktoré sa dajú rozdeliť do troch kategórií. Prvá kategória, ktorú si priblížime v kapitole 2.1, sú metódy využívajúce rôzne výpočty. Následne sa v kapitole 2.2 budeme venovať experimentálnym metódam a v kapitole 2.3 si rozoberieme rôzne druhy simulačného softvéru.

### 2.1 VÝPOČTOVÉ METÓDY

Z hľadiska času a financií je pri vývoji dôležité pred započatím experimentálnych testov na reálnych prototypoch dopredu predpokladať správanie pohonnej jednotky, a následne optimalizovať jej chod. K tomu veľmi dobre slúžia výpočtové metódy určovania mechanických strát. Najjednoduchšou a zároveň najmenej presnou možnosťou sú empirické modely, ktoré rozoberieme v kapitole 2.1.1. Táto metóda využíva regresiu meraní. Jej nepresnosť spočíva v zanedbaní teplotných vplyvov, typu oleja, a celkovej konštrukcie. V kapitole 2.1.2 budeme hovoriť o semiempirických modeloch, ktoré sú o niečo presnejšie, pretože sa do výpočtu zahrnie aj fyzikálny základ. Poslednou výpočtovou metódou je metóda konečných prvkov, ktorá je najpresnejšia ale aj najnáročnejšia.

#### 2.1.1 EMPIRICKÉ MODEL Y

Metóda založená na empirických modeloch je najjednoduchšou metódou určovania strát. Empirický model je vytvorený na základe opakovaných meraní na motoroch rovnakej koncepcie no s rozdielnym zdvihom a vrtaním valcov. Z takto získaných informácií sa vypočítajú koeficienty  $C_1$ ,  $C_2$ , a  $C_3$ , ktoré sa ďalej využijú v rovnici (5) pre odhad celkového stratového tlaku s nezávisle premennými otáčkami motora. [11]

$$f_{mep}[\text{kPa}] = C_1 + C_2 \cdot n + C_3 \cdot n^2 \quad (5)$$

Kde  $n$  sú otáčky motora. Z rovnice vyplýva závislosť trecích síl na otáčkach motora. Niektoré sú nezávislé, niektoré sú závislé lineárne a ostatné majú kvadratickú závislosť.

Model Chen-Flynn, ktorý sa využíva v neskôr spomínaných počítačových programoch GT Power a Ricardo WAVE, zohľadňuje aj vplyv zaťaženia maximálnym spaľovacím tlakom. Jeho nevýhodou je neschopnosť zahrnúť zvýšenie kompresného pomeru alebo plniaceho tlaku ak maximálny tlak zostane nezmenený.

Tento model je vyjadrený rovnicou (6). [12]

$$f_{mep}[\text{bar}] = C_1 + (C_2 \cdot p_{\max}) + (C_3 \cdot c_p) + (C_4 \cdot c_p^2) \quad (6)$$

Kde  $C_1$  [bar] vyjadruje konštantnú zložku stredného tlaku strát,  $C_2$  [-] je koeficient maximálneho spaľovacieho tlaku,  $p_{\max}$  [bar] je maximálny spaľovací tlak,  $C_3$  [bar.(m.s<sup>-1</sup>)<sup>-1</sup>] je koeficient strednej piestovej rýchlosti a  $C_4$  [bar.(m.s<sup>-1</sup>)<sup>-2</sup>] je koeficient kvadrátu strednej piestovej rýchlosti. [12]

Ako už bolo spomenuté, kvôli zanedbaniu rôznych vplyvov a vlastností sústavy je táto metóda menej presná, je však vhodná pre odhad mechanických strát a stratových tlakov vďaka jej jednoduchosti a časovej nenáročnosti. Pomocou tejto metódy získame priemerné mechanické straty. [11][12]

### 2.1.2 SEMIEMPIRICKÉ MODEL Y

O niečo presnejšia metóda využíva takzvaný semiempirický model. Rozdiel od predchádzajúcej metódy je zohľadnenie fyzikálnych poznatkov. Výhodou je počítanie okamžitých trecích strát. Semiempirické modely rozdelujeme do dvoch kategórií. Do prvej kategórie patria modely počítajúce okamžité straty na každej trecej dvojici pomocou semiempirických korelácií. Druhou kategóriou sú modely, ktoré počítajú tlakové pole oleja riešením Reynoldsovej rovnice. Jej prínosom je okrem predikcie strát aj informácia o hrúbke vrstvy oleja v ložisku a jeho zaťažení. [13]

### 2.1.3 METÓDA KONEČNÝCH PRVKOV

Ako už bolo spomenuté, najnáročnejšia ale najpresnejšia metóda je metóda konečných prvkov. Využíva sa pri riešení rôznych inžinierskych úloh v oblasti statiky, dynamiky, termomechaniky, hydromechaniky, v teórii elektrického a magnetického poľa a inde. Vďaka jej univerzálnosti je veľmi rozšírená. [15]

Prvým krokom je rozdelenie konštrukcie na konečný počet prvkov. Tie môžu byť jednorozmerné, dvojrozmerné, škrupinové a trojrozmerné. Po diskretizácii na jednotlivé prvky prebieha aproximácia neznámych pomocou funkcií, najčastejšie lineárnych, kvadratických alebo kubických polynómov. Je potrebné stanoviť jednotlivé parametre interpolačných polynómov na každom prvku. Z jednotlivých rovníc je vhodné zostaviť matice pre každý prvok. Rozmer matice je daný počtom uzlov a uzlových neznámych prvkov. [15]

Tento postup je však časovo a hardvérovo náročný, vyžaduje znalosť geometrie a vlastností počítanej sústavy. [15]

## 2.2 EXPERIMENTÁLNE METÓDY

Ďalšou možnosťou, ako sa dopracovať ku konkrétnym hodnotám, je experimentálne ich zmerať. Z toho dôvodu vzniklo viacero rôzne efektívnych a vhodných spôsobov merania. Ako

sa v nasledujúcich kapitolách dozvieme, niektoré sú vhodné len ako orientačné metódy kvôli ich nepresnosti. Iné zas ukazujú len informácie o celkovej výkonnostnej strate, čo je však pre analýzu jednotlivých skupín mechanických strát nedostatočné. [15]

### 2.2.1 METÓDA MERANIA MECHANICKÝCH STRÁT S AKTÍVNYM ZAPAĽOVANÍM

Metóda založená na predpoklade, že mechanické straty sa rovnajú stratovému výkonu, to znamená rozdiel medzi efektívnym výkonom a indikovaným výkonom meraným na kľukovom hriadeľi, je veľmi presná metóda určovania mechanických strát. Vychádza pri tom z mechanickej účinnosti, ktorú popisuje rovnica (3). [15]

Jej nevýhodou je nutnosť zaviesť indikačnú aparatúru na meranie tlakov, čo zaraďuje metódu medzi tie najnáročnejšie. Z podstaty experimentu vyplýva, že metóda je vhodná len na určenie celkových strát a nie je možné sa zamerať na konkrétne prvky alebo trecie dvojice, čo sa tiež dá považovať za nevýhodu. [15]

### 2.2.2 METÓDA S VYPNUTÝM ZAPAĽOVANÍM ZA POMOCI AKTÍVNEHO DYNAMOMETRA

Ďalšou možnosťou je metóda s vypnutým zapalovaním. Využíva aktívny dynamometer, ktorý je pripojený priamo na kľukový hriadeľ a pretáča motor. Dôležité je použiť aktívny dynamometer a nie pasívny, pretože dokáže motor nie len brzdiť, ale aj poháňať.

Bez aktívneho zapalovania nedochádza k stratám spôsobeným výmenou náplne valcov. Vzniká tu možnosť odpájania jednotlivých zariadení ako sú čerpadlá a podobne, čím je umožnené skúmať vplyvy jednotlivých skupín. Touto výhodou disponuje táto metóda ako jediná zo spomenutých. [15]

Táto metóda však nie je úplne presná, výstupom sú nadhodnotené výsledky. Toto možno pripísať viacerým dôvodom. Keďže vo valcoch nedochádza k spaľovaniu, vo valcoch sa zvýši tlak len vďaka kompresii pri pretáčaní motora, čo spôsobuje iné rozloženie síl na hriadeľi a teda iné zaťaženie ložísk. To však súvisí aj s rozdielnou distribúciou tepla, pretože nedochádza k zahrievaniu nielen samotného motora ale ani oleja, čo spôsobuje aj zmenu jeho viskozity a to má priamy vplyv na trenie v trecích dvojiciach a teda aj na straty trením spôsobené. Proti tomu sa však dá bojovať externým zahrievaním chladiacej kvapaliny a oleja alebo predpripravením motora do pracovných teplôt. Tým ale stále nie je zaručená presnosť merania. [15]

### 2.2.3 MERANIE PRI POSTUPNOM VYPÍNANÍ VALCOV

Ako z názvu vyplýva, princípom tejto metódy je meranie výkonu a krútiaceho momentu pri aktívnom zapalovaní vo všetkých valcoch a následne pri odpojení jedného z nich. U zážihových motoroch sa vypnutie valca dosahuje odpojením jeho zapalovania, u vznetrových odpojením privodu paliva. [15]

Metóda je použiteľná len pre viacvalcové motory, keďže dochádza k vypínaniu jedného valca. Ďalšou prekážkou je preplňovanie, pretože turbína by v takomto režime nepracovala správne.

Výsledky tohto experimentu sú málo presné, preto ich možno brať len orientačne. Avšak uskutočnenie experimentu je pomerne rýchle a jednoduché. [15]

#### **2.2.4 METÓDA EXTRAPOLÁCIE KRIVKY CELKOVEJ SPOTREBY PALIVA**

Základom tejto metódy je takzvaná Willansova čiara. Je skôr orientačná, no za podmienok, kedy je dôležitejší vplyv otáčok a vplyv zaťaženia je veľmi malý, dosahuje pomerne presných výsledkov. Jej podstatou je vynesenie závislosti spotreby na strednom efektívnom tlaku alebo momentu do grafu. Tým vzniká spomínaná Willansova krivka, ktorú ďalej extrapolujeme až kým nedosiahneme teoreticky nulovú spotrebu paliva. Z osy y odčítame stredný stratový tlak alebo stratový moment. [15]

#### **2.2.5 METÓDA TZV. DOBEHU MOTORA**

Pri tejto metóde meriame brzdný moment pri dobehu motora z maximálnych otáčok. Experiment prebieha pri vypnutom zapalovaní, poprípade vypnutej dodávke paliva, až do momentu úplného zastavenia pohonnej jednotky. Jej využitie je hlavne pre určenie stavu motora. [15]

### **2.3 SIMULAČNÝ SOFTVÉR**

V modernej dobe, kedy sa počítače stávajú stále dôležitejším pomocníkom človeka takmer v každom odvetví, je aj v našej oblasti veľmi výhodné ich využívať. Je to azda najefektívnejší spôsob ako určiť mechanické straty motorov. Tejto téme sa venuje mnoho firiem a v tejto kapitole si ukážeme najpoužívanejšie produkty niektorých z nich. Konkrétne to budú GT Power, Wave, Lotus Engine simulation a ANSYS. Výstupom týchto programov sú dôležité údaje a grafy, ktoré popisujú pracovný cyklus pohonnej jednotky. [16][17]

#### **2.3.1 GT POWER**

Softvér GT Power od spoločnosti Gamma technologies patrí v dnešnej dobe medzi najpoužívanejšie simulačné programy. Výhodou takéhoto programu je veľké zefektívnenie vývoja motorov. Je schopný simulovať beh motora pri rôznych podmienkach a zaťaženiach, čo má za následok zmenšenie potrebného počtu prototypov, a tým aj skrátenie času a zefektívnenie celého vývoja. [18][19]

Program rieši jednodimenziálnu simuláciu na predpovedanie dynamiky kvapalín a plynov v nasávaní a vo výfuku, priebeh tlakov, prenos tepla vo valcoch a iné. [18][19]

Na začiatku procesu simulácie je nutné vytvoriť v programe model pohonnej jednotky. Pre čo najpresnejší výsledok, je nutné zadávať čo najpresnejšie údaje, ako priemery sacích a výfukových ventilov, dĺžky jednotlivých kanálov, a prepočítať rôzne vstupné parametre. Následne program diskretizuje celý systém do menších podobjemov, ktoré sú spojené hranicami. Proces výpočtu prebieha integračne po veľmi malých časových úsekoch, čo

zlepšuje presnosť. Časový úsek je počítaný pre každý podobojem zvlášť pomocou rovnice (7). [18][19][20]

$$CN = \frac{\Delta t}{\Delta x} * (|u| + c) \quad (7)$$

Kde CN je takzvané courent number, ktoré je menšie alebo rovné 0,8,  $\Delta t$  je časový úsek,  $\Delta x$  je dĺžka podobojemu,  $u$  je rýchlosť kvapaliny a  $c$  je rýchlosť zvuku. Následne sa vyberie najmenší časový úsek a ten je použitý pre celý systém. [18][19][20]

GT Power možno využiť hlavne na analýzu výkonu spaľovacích motorov, ich detailnú termodynamiku, výpočet objemu emisií, akustiku a iné. [18][19][20]

### 2.3.2 RICARDO WAVE

Podobný simulačný balík ponúka aj spoločnosť Ricardo. Wave obsahuje viacero rôzne zameraných súčastí:

- WAVE – engine performance
- WAVE – combustion and emissions
- WAVE – dynamic system control
- WAVE – 1D/3D CFD -
- WAVE – acoustics and noise
- WAVE – thermal analysis
- WAVE – real-time analysis
- Case Study -Reducing Emissions
- Case Study – Eliminating Physical Sensors
- Case Study – Cold Ambient

V základe program využíva na analýzu hmotnostného prietoku potrubím, energetických strát a dynamiky tlakových vln jednodimenziálnu simuláciu, založenú na Navier-Stokesových rovniciach, ktorá vyžaduje detailné a presné vstupné dáta. Je využívaný v širokom spektre odvetví ako motoršport, automobilový, poľnohospodársky, vlakový či zbrojný priemysel a iné. Program podporuje spoluprácu so softvérom tretej strany, napríklad Matlab a Simulink, čo umožňuje simuláciu kontrolnej jednotky motora (ECU – z anglického electronic control unit), vďaka čomu je možno efektívnejšie vytvoriť a optimalizovať softvér motora a prevodovky. [21][22]

Softvér ponúka možnosť zobrazovania a sledovania niektorých parametrov pre overenie správnosti simulácie, pričom je možné zastaviť simuláciu, v prípade, že sa sledované parametre nezhodujú s očakávanými hodnotami. [22]

Prítomnosť jednotlivých aplikácií umožňuje širokú škálu výpočtov. Aplikácia Engine performance je zameraná na výkon, preplňovanie či už turbodúchadlom alebo kompresorom a optimalizáciu benzínových aj naftových motorov. Acoustics and noise dokáže predpovedať hlučnosť motora. Dá sa využiť na modelovanie a dizajnovanie nasávania a výfukového potrubia a redukciu hlučnosti. Rozšírenie combustion and emissions je vhodné pre simulovanie spaľovania a množstva emisií. Využíva Wiebeho funkciu a je schopný

predikovať zastúpenie jednotlivých zložiek (NO<sub>x</sub>, CO, HC) vo výfukových plynoch. Veľmi vhodné je aj využívanie súčasti 1D/3D CFD co-simulation, ktorá je hybridom medzi jednorozmerným tokom plynov a kvázi trojrozmernou reprezentáciou objemov a pracuje s výpočtom dynamiky plynov (CFD – z anglického computation fluid dynamics). [23]

### 2.3.3 LOTUS ENGINE SIMULATION

Lotus Engine Simulation, vyvíjaný na konci dvadsiateho storočia firmou Lotus Eengineering, je simulačný program zameraný na výpočet vlastností spaľovacích motorov. Počítačový program zvláda kalkuláciu výkonu motora pri čiastočnom alebo plnom zaťažení za rôznych podmienok, prestupu tepla vo valcoch, okamžité vlastnosti plynov v potrubí motora a podmienky preplňovania. [24]

Proces výpočtov prebieha na základe Lax-Wendroffovej metódy a je rozdelený do dvoch modulov: dátový modul a modul riešenia. Užívateľ na začiatku namodeluje celú sústavu z jednotlivých prvkov a vloží všetky potrebné parametre. Vstup sa následne uloží do spomínaného dátového modulu. [25]

Údaje vyžadované softvérom sú víťanie a zdvih valcov, rozmery nasávania a výfukového potrubia, kompresný pomer, veľkosť a časovanie ventilov, popis definujúci turbodúchadlo alebo kompresor, pracovné otáčky motora, prietok plynov, pracovné teploty a tlaky. Ak niektoré údaje užívateľ nedosadí, budú použité štandardné podmienky. [24]

Po zadaní všetkých údajov prebehne výpočet, ktorý je založený na jednorozmernej simulácii prúdenia plynov. Progres výpočtov a simulácie je možné sledovať na obrazovke pomocou takzvanej „job status screen“. Výstup sa následne uloží do súhrnného výkazu a grafov, z ktorých je možné vyčítať všetky potrebné informácie, ako priebehy momentu a výkonu, teplôt, tlakov a iné. [24][25]

Program zvláda simulovať rôzne koncepcie motorov, či už štvordobé alebo dvojdobé, zážihové aj vznietové, atmosférické aj prepĺňané. Je vhodný pri testovaní nových postupov pri vyvíjaní motorov, optimalizácii rôznych parametrov, zvláda pracovať až s desiatimi parametrami naraz. Naopak, vzhľadom na simuláciu v jednom rozmere sa neodporúča používať veľké a náhle zmeny prierezu potrubia. Výrobca garantuje správnosť a presnosť výsledkov testovaním na viacerých modeloch. [24]

### 2.3.4 ANSYS

Prvá komerčná verzia bola predstavená už v roku 1971, no odvtedy došlo k veľkému progresu. V dnešnej dobe program zvláda simulácie pevnosti a pružnosti, pre nás dôležitý tok plynov, prenos tepla, elektromagnetizmus a iné. Preto si nájde využitie pri riešení rôznych problémov ako sú statika budov a iných stavebných konštrukcií, pri návrhu a kontrole rôznych konštruktérskych riešení, výpočtoch účinnosti a strát a ďalších. [26]

Pre svoje výpočty využíva metódu konečných prvkov opísanú v kapitole 2.1.3. Vzhľadom na to je potrebné namodelovať celú sústavu, vrátane kompletnej geometrie a vlastností

jednotlivých materiálov. K tomu slúži 3D modelovací nástroj zahrnutý v programe, avšak je prítomná podpora aj CAD softvéru tretích strán, ako napríklad Autodesk Inventor. [26]

Program ponúka rôzne modely diskretizácie objemov. Každá pristupuje k výpočtom iným spôsobom. Toto má vplyv hlavne na výslednú presnosť a efektivitu výpočtov. Jednou z nich je metóda konečných objemov (FVM – finite volume method), ktorej výhodou je uplatnenie princípov zachovania energie pre jednotlivé kontrolné objemy a zároveň pre celok. [26]

### 3 ZHODNOTENIE METÓD

Ako všetko, aj metódy rozobrané v tejto práci majú svoje výhody i nevýhody. Preto sa táto kapitola bude venovať ich zhrnutiu.

Výpočtové metódy všeobecne sú na teoretickej úrovni. To je výhodné využiť pri navrhovaní nových technológií a konštrukcií, keďže sa ponúka možnosť overiť ich funkčnosť a efektivitu ešte pred vyrobením a následným experimentálnym testovaním. Je to výhodné ako z hľadiska časového tak aj finančného.

Najpresnejšou výpočtovou metódou je metóda konečných prvkov, avšak jej náročnosť ubera z efektivity tejto metódy. O niečo menej presná metóda využíva semiempirické modely, je však zároveň aj oveľa menej náročná, vďaka čomu sa dá označiť za veľmi vhodnú. Tretia metóda, najmenej presná, je metóda využívajúca empirické modely. Výstupom z nej sú priemerné mechanické straty. S ohľadom na tieto vlastnosti, ju teda budeme považovať za metódu vhodnú na overenie alebo orientačnú predstavu aj vďaka jej menšej časovej náročnosti.

Teoretické výpočty sú však nie vždy dostačujúce. Teóriu je potrebné overiť praxou, a preto existujú aj rôzne experimentálne metódy. Tie takisto vykazujú rôznu presnosť a náročnosť prevedenia.

Prvou spomínanou a zároveň aj najpresnejšou metódou bola metóda merania s plne aktívnym zapáľovaním. Jej výhodou je presnosť, na úkor zložitosti. Výstupom je len celkový objem mechanických strát motoru, čo môže byť tiež nevýhoda. Naopak metóda, ktorá vyžaduje odstavenie spaľovania umožňuje odpájanie prídavných strojov a teda aj zameranie sa na konkrétny pôvod strát. Je síce menej presná no zároveň aj menej náročná. Ďalšie metódy, konkrétne metóda s postupným vypínaním valcov, metóda extrapolácie krivky a metóda s dobehom motora, majú rôzne obmedzenia a ich presnosť je buď podmienená alebo pomerne nízka, a preto sú vhodné hlavne ako orientačné.

Poslednou rozobranou kategóriou v tejto práci je simulačný softvér. V dnešnej dobe je veľmi dôležitý, pretože uľahčuje prácu a tým zrýchľuje vývoj. Existuje veľa rôznych programov od rôznych firiem, avšak v tejto práci som sa zamerail na štyroch najpoužívanejších zástupcov.

Programy GT power a Lotus engine simulation sú veľmi podobné, využívajú dynamiky plynov, takzvaný computation fluid dynamics (CFD). Pracuje sa s nimi pomerne jednoducho, modelácia systému prebieha pomocou schématických prvkov. Naproti tomu softvér WAVE pre svoje simulácie vyžaduje trojrozmerný model, čo je časovo náročnejšie. Presnosť týchto programov závisí na presnosti a úplnosti vstupných údajov. ANSYS je vzhľadom na využívaný výpočtový model časovo aj hardvérovo najnáročnejší ale najpresnejší.



## ZÁVER

Táto práca ukázala, že spaľovacie motory sa rýchlo vyvíjajú a ich vlastnosti sa neustále zlepšujú. Ich nevýhodou stále zostávajú pomerne veľké mechanické straty, ktoré sa inžinieri snažia obmedziť.

Pre prácu s mechanickými stratami je nutné poznať ich veľkosť a pôvod. Preto bola ďalšia časť venovaná metódam zisťovania mechanických strát. Tieto metódy boli rozdelené na výpočtové a experimentálne. Takisto boli predstavené najpoužívanejšie programy, ktoré boli vytvorené za týmto účelom.

Na záver práca hodnotí vhodnosť metód predstavených v tejto práci. Z experimentálnych metód sa zdá byť najefektívnejšia metóda s vypnutým zapáľovaním. Jej výsledky dosahujú pomerne veľkých presností a metóda umožňuje meranie jednotlivých súčastí motora. Spomedzi softvéru je najvhodnejší program WAVE od spoločnosti Ricardo, vďaka jeho všestranosti.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily (3): Motory*. 8. vydání. Brno: Avid, 2016. ISBN 978-80-87143-37-7.
- [3] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER. *Fyzika: vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. 1. české vyd., 2. dotisk. Překlad Jan Obdržálek, Bohumila Lencová, Petr Dub. V Brně: Prometheus, 2006, vii, 1034-1198, [30]. ISBN 80-214 1868-0.
- [4] Mechanical efficiency and friction mean effective pressure (FMEP). *X-engineer* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/performance/mechanical-efficiency-friction-mean-effective-pressure-fmep/>
- [5] FERENC, Bohumil. *Spalovací motory: karburatory a vstřikování paliva*. Praha: Computer Press, 2004, 388 s. : il., plány. ISBN 80-251-0207-6.
- [6] ŠAFR, Emil. *Technika mazání*. 2. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury SNTL, 1970.
- [7] VINŠ, Jindřich. *Kluzná ložiska*. 2. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury SNTL, 1971.
- [8] Měření kontinuální Stribeckovy křivky pomocí tribometru typu pin-on-disk. *Tribotechnika* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-62015/mereni-kontinualni-stribeckovy-krivky-pomoci-tribometru-typu-pinondisk-telisko-na-disku.html>
- [9] Európske emisné normy, čo presne znamenajú a prečo ich vôbec máme?. *Autoride* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://autoride.sk/europske-emisne-normy-co-znamenaju-preco-ich-mame>
- [10] Emisní norma EURO. *Autolexicon* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/emisni-norma-euro/>
- [11] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw - Hill, 1988, xxix, 930 s. : il. ISBN 0-07-100499-8.
- [12] Chen, S. K. - Flynn, P. F.: *Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine*, SAE Technical Paper Nr.650733, 1965.
- [13] MACEK, J.: *Simplified Model of Mechanical Losses in Crank Train*. ČVUT v Praze, FS 12 241 Z 08-06, Praha 2008.
- [14] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů: Určeno pro posl. fak. strojní*. Brno: VUT, 1991, 129 s. : obr., grafy, schémata, diagramy ; 30 cm. ISBN 80-214-0368-3.

- [15] EMRICH, Miloslav. *Predikce mechanických ztrát spalovacích motorů* [online]. Praha, 2010 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: [https://docplayer.cz/14230255-Ceske-vysoke-uceni-technicke-v-praze-fakulta-strojni-disertacni-prace-predikce-mechanickych-ztrat-spalovacich-motoru.html#show\\_full\\_text](https://docplayer.cz/14230255-Ceske-vysoke-uceni-technicke-v-praze-fakulta-strojni-disertacni-prace-predikce-mechanickych-ztrat-spalovacich-motoru.html#show_full_text). Disertační práce. České vysoké učení technické v Praze.
- [16] DULEBA, Branislav. *Simulation of automotive engine in Lotus simulation tools* [online]. Košice, 2014 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.sjf.tuke.sk/transferinovacii/pages/archiv/transfer/30-2014/pdf/048-052.pdf>. Technical University of Kosice.
- [17] CHAN, KinYip, Andrzej ORDY, Konstantin VOLKOV a Olga DURAN. *Comparison of Engine Simulation Software for Development of Control System* [online]. London, 2013 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/258393145\\_Comparison\\_of\\_Engine\\_Simulation\\_Software\\_for\\_Development\\_of\\_Control\\_System](https://www.researchgate.net/publication/258393145_Comparison_of_Engine_Simulation_Software_for_Development_of_Control_System). Kingston University, School of Mechanical and Automotive Engineering, Faculty of Science, Engineering and Computing.
- [18] GAMMA Technologies, Inc. *Software GT-POWER User Manual* version 6, September 2006
- [19] GT-POWER Engine Simulation Software. *Gtisoft* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software/>
- [20] MOHIUDDIN, A. K. M.; RAHAMN, Atar; DZAIDIN, Mohd. *Optimal design of automobile exhaust system using GT-Power*. International Journal of Mechanical and Materials Engineering, 2007, 2.1: 40-47.
- [21] Wave. *Mathworks* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: [https://www.mathworks.com/products/connections/product\\_detail/wave.html](https://www.mathworks.com/products/connections/product_detail/wave.html)
- [22] CORDON, Dan, Charles DEAN, Judisth STECIAK a Steven BEYERLEIN. *One-dimensional engine modeling and validation using ricardo wave* [online]. Idaho, 2007 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/267239110\\_ONE-DIMENSIONAL\\_ENGINE\\_MODELING\\_AND\\_VALIDATION\\_USING\\_RICARDO\\_WAVE](https://www.researchgate.net/publication/267239110_ONE-DIMENSIONAL_ENGINE_MODELING_AND_VALIDATION_USING_RICARDO_WAVE). Final Report. University of Idaho, National institute of advanced transportation technology.
- [23] WAVE. *Ricardo* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://software.ricardo.com/products/wave>
- [24] *Getting started with Lotus Engine Simulation* [online]. V. 5.05. Lotus Cars, 2001 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://lotusproactive.files.wordpress.com/2013/08/getting-started-with-lotus-engine-simulation.pdf>
- [25] PEARSON, R. J., et al. *Lotus engineering software – an approach to model-based design*. Hethel, Lotus Engineering, 2002.

- [26] STENMARK, Elin. *On Multiphase Flow Models in ANSYS CFD Software*[online]. Göteborg, 2013 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/182902/182902.pdf>. Master's Thesis. Chalmers university of technology, Department of applied mechanics.

## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

$c$	[m/s]	Rýchlosť zvuku
$C_1$	[bar]	Koeficient konštantnej zložky stredného tlaku
$C_2$	[-]	Koeficient maximálneho spaľovacieho tlaku
$C_3$	[bar.(m.s <sup>-1</sup> ) <sup>-1</sup> ]	Koeficient strednej piestovej rýchlosti
$C_4$	[bar.(m.s <sup>-1</sup> ) <sup>-2</sup> ]	Koeficient kvadrátu strednej piestovej rýchlosti
$CN$	[-]	Courant číslo
$\Delta t$	[s]	Časový úsek
$\Delta x$	[m]	Dĺžka podobjemu
$f$	[-]	Súčiniteľ trenia
$f_{mep}$	[bar]	Celkový stratový tlak
$F_N$	[N]	Normálová sila
$F_t$	[N]	Trečia sila
$i$	[-]	Počet valcov
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motora
$\eta_m$	[-]	Mechanická účinnosť
$P_e$	[kW]	Efektívny výkon motora
$p_i$	[MPa]	Stredný indukovaný tlak
$P_i$	[kW]	Indukovaný výkon
$P_z$	[kW]	Stratový výkon
$u$	[m/s]	Rýchlosť kvapaliny
$V_{zv}$	[dm <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem